

**А.Б. БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ**, НТУ «ХПИ», **В.А. ЖОВДАК**, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»

## СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАМ ТЕЛЕЖЕК ВАГОНОВ МЕТРОПОЛИТЕНА

Розглядається задача визначення напружено-деформованого стану рам візків вагонів метрополітену при статичному і динамічному впливі. Статичний вплив викликаний силою ваги візка. Динамічний вплив спричинений нерівностями шляху і моделюється стаціонарним випадковим процесом. Розрахунок виконано методом кінцевих елементів і методом спектральних представлень, використовувались програмні комплекси COSMOS/M та ANSYS 6.0.

The problem of definition of mode deformation of the bogie frames of transit vehicles at static and dynamic action is considered. The static loading is caused by vehicle gravity. The dynamic force is caused by track irregularities. The dynamic load is modelled by the stationary random process. The calculation is executed by the finite element method and the method of spectral representations. The program systems COSMOS/M and ANSYS 6.0 were used.

### 1. Постановка задачи

В работе исследуется напряженно-деформированное состояние рам тележек вагонов типа 81-717 (см. рис. 1) при статическом и динамическом воздействии. К статическому воздействию относятся силы тяжести, определяемые полной массой кузова, массой самой рамы и расположенных на ней элементов тяговой передачи. Динамическое воздействие вызвано неровностями пути и моделируется стационарным случайным процессом.

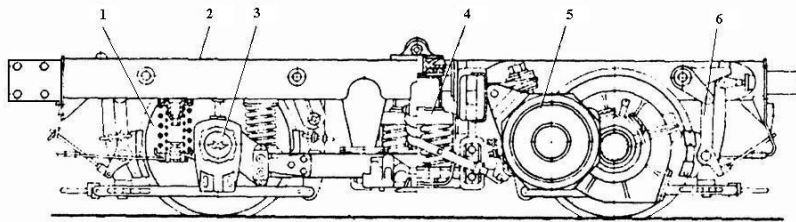


Рис. 1.

На рис. 1 позицией 1 обозначены колесные пары, 2 – рама, 3 – буксы и буксовое подвешивание, 4 – центральное подвешивание, 5 – тяговые электродвигатели, 6 – тормозная подъемная передача.

Задача решалась с использованием метода конечных элементов (МКЭ).

Конструкция рамы тележки вагона была разбита на пластинчатые 4-х узловые конечные элементы.

Аппроксимирующий полином для узловых перемещений пластинчатого конечного элемента имеет следующий вид:

$$w(x, y) = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2 + a_7x^3 + a_8x^2y + a_9xy^2 + a_{10}y^3 + a_{11}x^3y + a_{12}y^3x, \quad (1)$$

где  $a_1, a_{12}$  – константы полинома, которые определяются с помощью узловых значений функций перемещений.

Конструкция рамы с разбивкой на конечные элементы представлена на рис. 2:

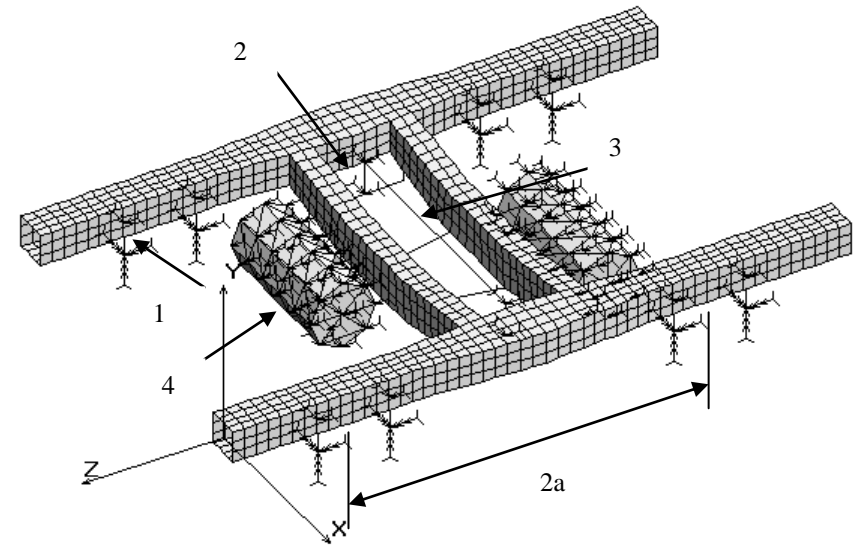


Рис. 2.

На рис. 2 позицией 1 показана пружина буксового подвешивания (8 шт.), 2 – пружина центрального подвешивания (2 шт.), 3 – кузов (упругая балка с сосредоточенными в узлах массами), 4 – тяговый электродвигатель (ТЭД), 2a – база тележки (расстояние между колесными парами).

В данной работе статический расчет проводился при действии силы тяжести кузова, двигателей и рамы, а динамический – при случайном воздействии, вызванном неровностями пути. Эта работа является продолжением исследований по случайным колебаниям рам тележек вагонов метрополитена с учетом неровности пути [1].

### 1. Статический расчет рам тележек вагонов

Уравнение равновесия конечно-элементной модели (КЭМ) конструкции рамы тележки вагона метрополитена при линейном статическом анализе имеет вид:

$$Kq = F, \quad (2)$$

где  $K$  - матрица жесткости КЭМ конструкции,  $q$  - вектор обобщенных перемещений КЭМ,  $F$  - сила тяжести кузова, двигателей и рамы.

Рассмотрим диаграмму перемещений рамы тележки под действием веса вагона (см. рис. 3).

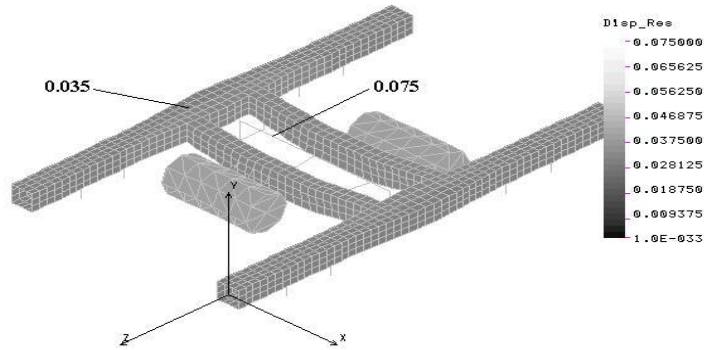


Рис. 3.

Из рис. 3 видно, что максимальные перемещения наблюдаются в районе кузова вагона и составляют 0,075 м. Перемещение рамы тележки под весом вагона составляет 0,035 м. Эти результаты согласуются с экспериментальными данными по статическому прогибу центрального подвешивания под тарой кузова и буксового подвешивания под тарой вагона [4].

Рассмотрим диаграмму распределения эквивалентных напряжений (см. рис. 4).

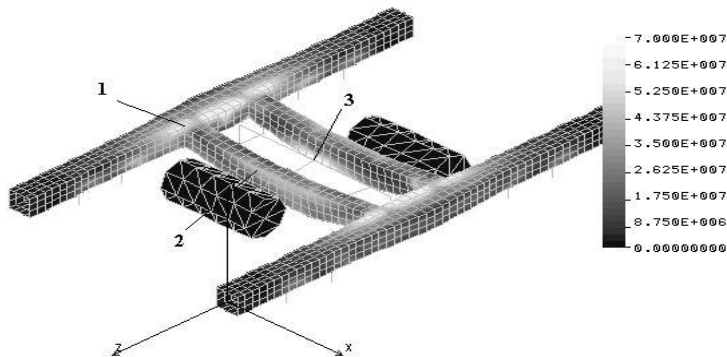


Рис. 4.

Как видно из рис. 4, наибольшие статические напряжения наблюдаются в районе соединения продольной и поперечной балок (позиция 1) и составляют 70 МПа. Значительные напряжения наблюдаются также вблизи кронштейнов подвески ТЭД (поз. 2) и в месте крепления кронштейна реактивной тяги ТЭД к поперечной балке (поз. 3). Экспериментальные данные, приведенные в работе [5], также подтверждают, что наиболее нагруженными элементами рамы являются узлы примыкания поперечной балки к боковине рамы тележки вагона, сварные швы крепления кронштейнов ТЭД и реактивной тяги к поперечной балке.

### 3. Динамический расчет рам тележек вагонов

Уравнение вынужденных колебаний конечно-элементной модели конструкции рамы тележки вагона метрополитена при случайном воздействии, вызванном неровностями пути, записывается в виде:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = -(MA + M_1)\ddot{\eta}, \quad (4)$$

где  $M$ ,  $C$ ,  $K$  - матрицы масс, демпфирования и жесткости КЭМ конструкции,  $A$  - матрица псевдостатических коэффициентов влияния, определяемая соотношением  $A = -K^{-1}K_1$ ,  $M_1$  и  $K_1$  - подматрицы, позволяющие выразить усилия, действующие на систему, через известные ускорения и перемещения кинематически возбуждаемых отметок конструкции,  $q$  - вектор обобщенных перемещений КЭМ,  $\ddot{\eta}$  - вектор ускорений буксовых узлов, вызванных неровностями пути.

Решение уравнения (4) представим в виде ряда по формам собственных колебаний:

$$q = \sum_{i=1}^n y_i \phi_i, \quad (5)$$

где  $n$  - число степеней свободы системы,  $\phi_i$  - вектор  $i$ -й собственной формы колебаний,  $y_i$  - коэффициент разложения в ряд, зависящий от времени.

При подстановке выражения (5) в (4) получаем систему независимых дифференциальных уравнений:

$$\ddot{y}_i + 2\xi_i \dot{y}_i + p_i^2 y_i = F_i, \quad (i = \overline{1, n}), \quad (6)$$

где  $n$  - число степеней свободы системы,  $p_i$  -  $i$ -я собственная частота,  $\xi_i$  - модальный коэффициент затухания,  $F_i$  - модальная нагрузка, которая определяется по формуле:

$$F_i = G_i^T \ddot{\eta}, \quad (7)$$

где  $G_i = -(MA + M_1)^T \phi_i$ .

Задача случайных колебаний решается методом спектральных представлений, с помощью которого выражение для спектральной плотности выходных процессов  $q_i$  при возмущении  $\eta$  имеет вид [1, 3, 4]:

$$S_{q_i}(\omega) = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n \phi_{ij} \phi_{ik} G_j^2 H_j^*(\omega) H_k(\omega) S_{\eta}(\omega), \quad (i = \overline{1, n}) \quad (8)$$

где  $S_{\eta}(\omega)$  - спектральная плотность ускорения возмущения  $\eta$ ,  $H_j(\omega)$  - передаточная функция. Выражение (8) можно записать и в следующем виде:

$$S_{q_j}(\omega) = S_{\eta}(\omega) |H_j(i\omega)|^2, \quad (j = \overline{1, n}), \quad (9)$$

где  $|H_j(i\omega)|$  - модуль амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) системы для обобщенной координаты  $q_j$  и ускорения возмущения  $\eta$

$$|H_j(i\omega)|^2 = \sum_{\lambda=1}^r \sum_{\mu=1}^r H_{j\lambda}(i\omega) H_{j\mu}(-i\omega) \exp(-i\omega \tau_{\lambda\mu}), \quad (10)$$

$H_{j\lambda, \mu}(i\omega)$  - АЧХ системы для  $j$ -го выхода и  $\lambda$ -го ( $\mu$ -го) входа [3],  $\tau_{\lambda\mu}$  - время запаздывания возмущения между  $\lambda$ -м и  $\mu$ -м входами ( $\tau_{\lambda\mu} = l_{\lambda\mu}/V$ , где  $l_{\lambda\mu}$  - расстояние между входами,  $V$  - скорость),  $r$  - количество входов (под входом понимается пружина буксового подвешивания, на которую поступает возмущение, под выходом – узел КЭМ конструкции).

Поскольку модель рамы тележки вагона метрополитена имеет восемь входов (пружин буксового подвешивания) (см. рис. 2), то квадрат модуля АЧХ системы примет вид:

$$\begin{aligned} |H_j(i\omega)|^2 = & \sum_{k=1}^8 \{ \text{Re}^2[H_{jk}(i\omega)] + \text{Im}^2[H_{jk}(i\omega)] \} + \\ & + 2 \left[ \sum_{k=2}^8 H \begin{pmatrix} j1 \\ jk \end{pmatrix} + \sum_{k=3}^8 H \begin{pmatrix} j2 \\ jk \end{pmatrix} + \sum_{k=4}^8 H \begin{pmatrix} j3 \\ jk \end{pmatrix} + \sum_{k=5}^8 H \begin{pmatrix} j4 \\ jk \end{pmatrix} + \right. \\ & \left. + \sum_{k=6}^8 H \begin{pmatrix} j5 \\ jk \end{pmatrix} + \sum_{k=7}^8 H \begin{pmatrix} j6 \\ jk \end{pmatrix} + H \begin{pmatrix} j7 \\ j8 \end{pmatrix} \right], \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{где } H \begin{pmatrix} jm \\ jl \end{pmatrix} = & \{ \text{Re}[H_{jm}(i\omega)] \text{Re}[H_{jl}(i\omega)] + \text{Im}[H_{jm}(i\omega)] \text{Im}[H_{jl}(i\omega)] \} \cos(\omega \tau_{ml}) + \\ & + \{ \text{Re}[H_{jl}(i\omega)] \text{Im}[H_{jm}(i\omega)] - \text{Re}[H_{jm}(i\omega)] \text{Im}[H_{jl}(i\omega)] \} \sin(\omega \tau_{ml}) \quad (j = \overline{1, n}). \end{aligned} \quad (12)$$

Рассматривается стационарный случайный процесс со спектральной плотностью вертикальных ускорений буксовых узлов колесных пар, соответствующей движению электропоезда со скоростью 60 км/ч [2] (см. рис. 5).

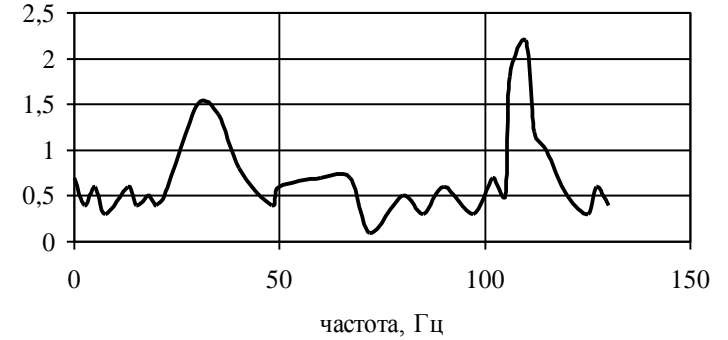


Рис. 5. Спектральная плотность ускорений,  $(\text{м/с}^2)^2/\text{Гц}$ .

Прологарифмированная спектральная плотность вертикальных перемещений для узла КЭМ, соответствующего кузову вагона (поз. 3, рис. 2) представлена на рис. 6.



Рис. 6.

Из рис. 6 видно, что максимум спектральной плотности перемещений узла КЭМ наблюдается на первой собственной частоте  $\omega_1 = 1,49$  Гц, так как на этой частоте рама совершает вертикальные колебания (подпрыгивания) [1].

Рассмотрим диаграмму распределения среднеквадратичных отклонений (СКО) эквивалентных напряжений (см. рис. 7):

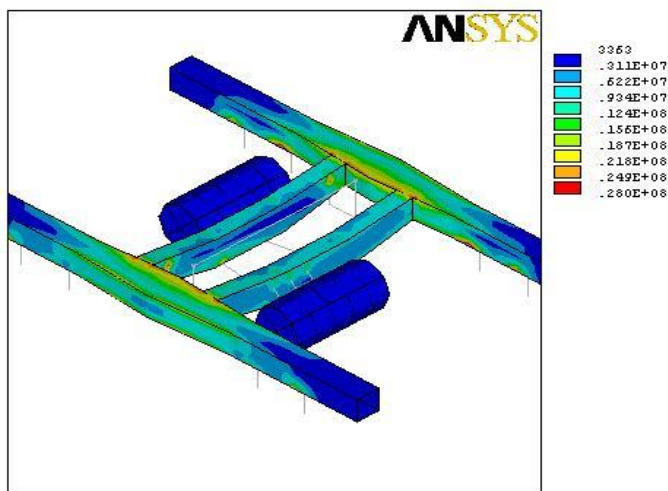


Рис. 7.

Как видно из рис. 7, наибольшие СКО эквивалентных напряжений наблюдаются в районе соединения продольной и поперечной балок и составляют 28 МПа, т.е. динамические напряжения оказались на 60% ниже, чем статические. Этот результат подтверждается экспериментальными данными [5].

### Выводы

Проведен анализ напряженно-деформированного состояния рам тележек вагонов метрополитена серии 81-717 при статическом и динамическом воздействиях, определены наиболее нагруженные узлы конструкции. Анализ показал, что динамические напряжения меньше статических на 60%.

Полученные численные результаты могут быть использованы для прогнозирования остаточного ресурса эксплуатируемых вагонов метрополитена с учетом усталостных отказов.

**Список литературы:** 1. Белоцерковский А.Б., Жовдак В.А., Черных О.В., Ярошок Ю.А. Случайные колебания рам тележек вагонов метрополитена с учетом неровности пути // Вестник НТУ «ХПИ». – 2003. - № 12. – С. 10-17. 2. Бирюков И.В., Козырев А.И., Рыбников Е.К. Анализ вибраций ходовых частей вагонов метрополитена // Вестник ВНИИЖТ. – 1985. – № 3. – С. 140-149. 3. Коротенко Г.М. Определение закона изменения регулируемых параметров рессорного подвешивания рельсовых экипажей // Колебания и прочность механических систем. – Киев: Наук. думка, 1986. – С. 133-137. 4. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с. 5. Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог / А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак, А.П. Матвеевичев и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

Поступила в редколлегию 1.05.04